УДК 504.06:628.517

И.В. БОГДАНОВА, А.Д. ЛУКЬЯНОВ, С.А.ШАМШУРА

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕНДА ЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ЛОНЖЕРОНОВ ЛОПАСТЕЙ ВЕРТОЛЕТА

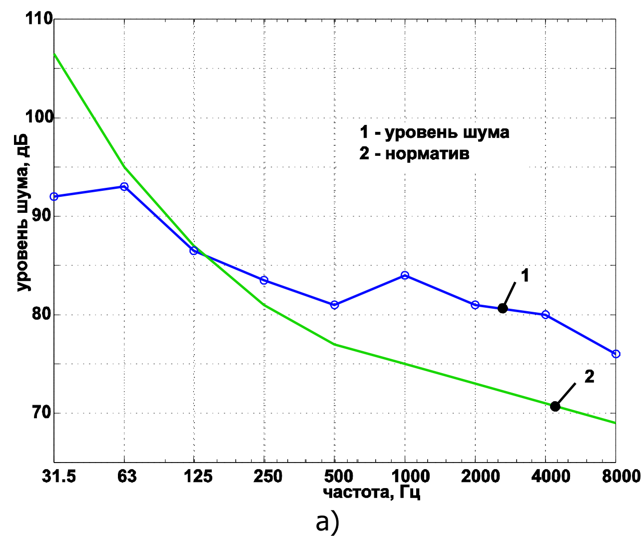
В работе описана и исследована динамическая модель стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолетов для определения уровня вибраций, передаваемых от стенда в окружающее пространство, с целью оптимизации виброзащиты стендов динамических испытаний.
Ключевые слова: *динамическая модель, вибрация, виброзащита.*

Введение. В настоящее время вопросы вибро- и шумозащиты промышленного оборудования играют все большую роль на производстве. Это в значительной степени связано с усилением контроля за соблюдением установленных норм, улучшением условий труда и, как следствие, с повышением производительности труда.

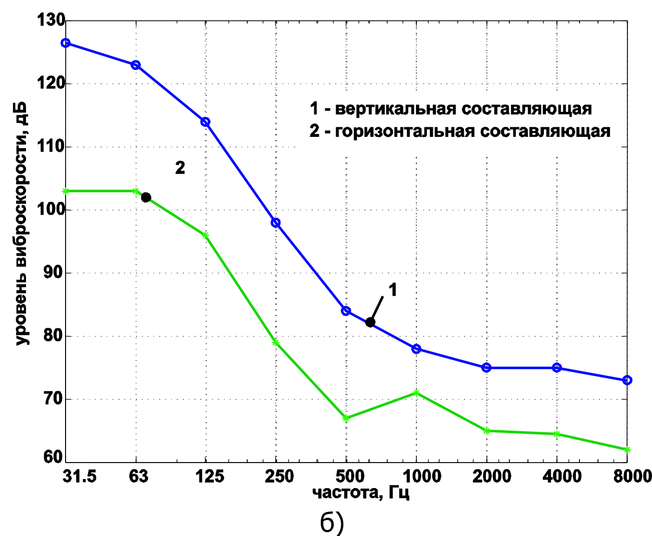
Измерения и анализ уровней шума и вибраций, проведенные сотрудниками университета на участке динамических испытания лонжеронов лопастей вертолетов на циклическую прочность ОАО "Роствертол", показали, что мероприятия по звуко- и виброзащите позволяют существенным образом улучшить условия труда. При этом было установлено, что стенд для динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета выступает и как источник шума, генерируемого колебаниями протяженного лонжерона, вибровозбудителя и тросов натяжения, и как источник вибраций, возникающих главным образом в результате колебаний опор стенда и передаваемых в цеховое пространство через их основание.

В данной работе будет представлена математическая модель стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета, на основе которой, в дальнейшем, предполагается реализовать расчет средств виброзащиты в лаборатории динамических испытаний (ЛДИ) ОАО "Роствертол".

Формулировка цели исследования и постановка задачи. Результаты измерений, проведенные коллективом авторов в ЛДИ ОАО "Роствертол" на стенде №6 динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета (рис.1), осуществляемых согласно [1], показали превышение нормативов по уровню шума и вибрации в ряде частотных диапазонов. Измерения проводились с помощью шумомера ВШВ-003-М2 согласно [2-4]. Допустимые уровни звука и шума определялись согласно [5]. Это подтверждает актуальность проблемы, рассматриваемой в работе.



а)



б)

Рис.1. Результаты измерения уровней шума (а) и вибрации (б) на стенде №6

Целью проводимых работ было улучшение условий труда на участке динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета за счет снижения вибраций колебаний опор испытательного стенда. Достижение этой цели планируется за счет решения следующих взаимоувязанных задач:

1) построение математической модели колебаний стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета под действием центробежного возбудителя;

2) исследование математической модели колебаний стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета с точки зрения возбуждения вынужденных колебаний и их передачи в окружающие конструкции;

3) оптимизация параметров оснований опор стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета с целью снижения уровня вибраций и улучшения условий труда.

В данной работе будет решена первая задача. Исследование математической модели, для которой необходимо провести идентификацию параметров динамической системы, будет проведено после завершения полного цикла экспериментальных измерений, проводимых в настоящее время в ЛДИ ОАО "Роствертол".

Математическая модель стенда циклических испытаний лонжерона лопасти вертолета. Стенд для динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолета представляет собой сложную конструкцию, состоящую из следующих подсистем.

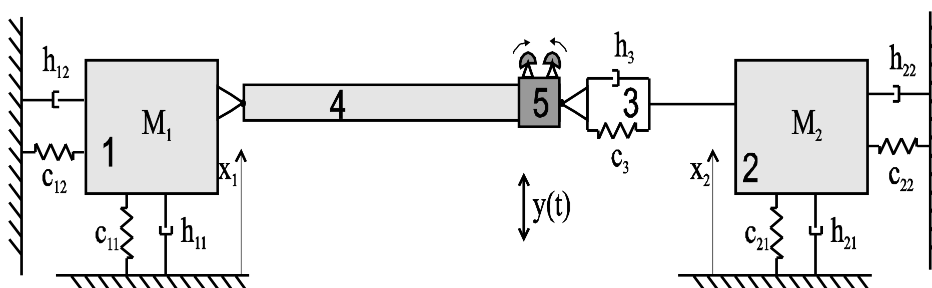


Рис. 2. Структурная схема стенда динамических испытаний лопасти вертолета: 1- подсистема опоры со стороны лонжерона; 2 - подсистема опоры со стороны системы натяжения; 3 - подсистема тросов натяжения; 4 - подсистема лонжерона; 5 - подсистема вибровозбудителя

Рассмотрим более подробно структуру стенда (рис.2). Опоры со стороны лонжерона 1 и со стороны системы натяжения 2 массами M_1 и M_2 соответственно соединены с полом цеха упругодиссипативными связями. Жесткость c_{ij} и диссипация h_{ij} связей $i = \overline{1,2}$, $j = \overline{1,2}$ в общем случае нелинейно зависят от смещений x_i и скоростей $\dot{x}_i$.

Подсистема натяжения 3 представляет собой систему стальных тросов, с помощью которой осуществляется предварительный натяг лонжерона в стенде, а с точки зрения излучения звуковых колебаний - это набор струн. Однако для задачи исследования передачи вибрации в опоры стенда ее можно заменить на упругодиссипативную связь, как это сделано на структурной схеме (см. рис.2).

Возбудитель колебаний представляет собой два эксцентрика, закрепленных на правом конце лонжерона и вращающихся навстречу друг другу для уменьшения колебаний в продольном направлении. Вращение производится от электродвигателя постоянного тока (на схеме не показан) с приводом через упругую муфту, практически исключающую передачу колебаний на двигатель.

Эксцентрики имеют форму полуцилиндров, сумма несбалансированных масс эксцентриков равна m, расстояние от несбалансированной массы до оси вращения - r, циклическая частота вращения ω может регулироваться. Общая масса эксцентриков с системой закрепления равна M_3.

Лонжерон лопасти вертолета 4 (рис.3) имеет каплевидное сечение. Конструкция стенда позволяет рассматривать лонжерон как балку, шарнирно закрепленную с одного конца.

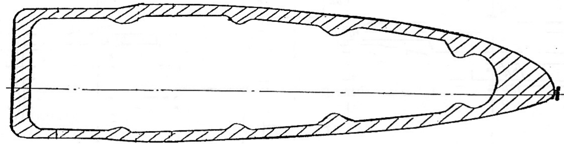


Рис. 3. Сечение лонжерона лопасти вертолета

Известно, что такая балка будет иметь n собственных частот, и ее математическая модель может быть аппроксимирована в виде системы с n сосредоточенными массами и соответствующими частотами и коэффициентами затухания (рис. 4). Кроме этого учтены особенности закрепления опор, которые позволяют представить их как массивные призмы, шарнирно закрепленные одним углом и связанные с основанием упругодиссипативной связью.

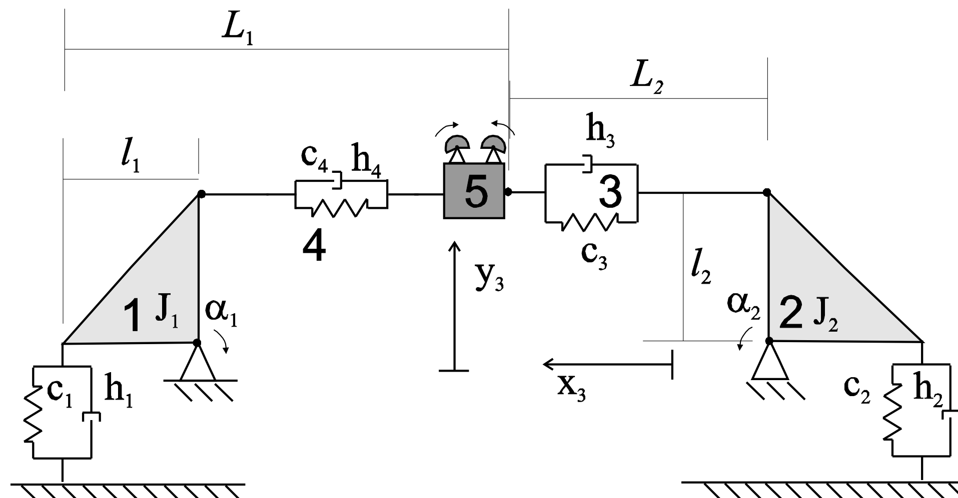


Рис. 4. Структурная схема упрощенной модели системы циклических испытаний лопасти вертолета

Возможность моделирования подсистемы лонжерона (см. '4' на рис.4) в виде гармонического осциллятора дополнительно можно обосновать резонансным режимом работы стенда динамических испытаний, обеспечиваемым настройкой силы натяжения тросов согласно [1] и подстрой-

кой частоты вращения вибровозбудителя для получения заданной амплитуды колебаний.

Воспользуемся формализмом Лагранжа 2-го рода [6] для получения уравнений динамики. Кинетическая энергия T, потенциальная энергия P, диссипативная функция R и обобщенная сила Q_{y_3}, действующая на систему, имеют следующий вид:

$$
\begin{aligned}
&T=\frac{1}{2}\left(J_1\dot{\alpha}_1^2+J_2\dot{\alpha}_1^2+M_3\left(\dot{x}_3+\dot{y}_3\right)^2\right)\\
&P=\frac{1}{2}\left(c_1\left(\alpha_1 l_1\right)^2+c_2\left(\alpha_2 l_1\right)^2+c_3\left(\sqrt{(L_2+x_3)^2+y_3^2}-L_2-\alpha_2 l_2\right)^2+c_4\left(\sqrt{\left(L_1-x_3\right)^2+y_3^2}-L_1-\alpha_1 l_2\right)^2\right)\\
&R=\frac{1}{2}\left(h_1\left(\dot{\alpha}_1 l_1\right)^2+h_2\left(\dot{\alpha}_2 l_1\right)^2+h_3\left(\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}-\dot{\alpha}_2 l_2\right)^2+h_4\left(\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}-\alpha_1 l_2\right)^2\right)\\
&Q_{y_3}=F(\omega)\sin(\omega t)
\end{aligned}
\tag{1}
$$

Амплитуда возбуждающей силы зависит от частоты вращения эксцентриков следующим образом:

$$F(\omega)=m\omega^2 r. \tag{2}$$

Вычисляя частные производные по координатам и импульсам и подставляя их в уравнение Лагранжа, получаем систему уравнений динамики моделируемой системы:

$$
\begin{aligned}
&J_1\ddot{\alpha}_1+h_1\dot{\alpha}_1 l_1^2-h_4\left(\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}-\dot{\alpha}_1 l_2\right)l_2+c_1\alpha_1 l_1^2-c_4\left(\sqrt{\left(L_1-x_3\right)^2+y_3^2}-L_1-\alpha_1 l_2\right)l_2=0;\\
&J_2\ddot{\alpha}_2+h_2\dot{\alpha}_2 l_1^2-h_3\left(\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}-\dot{\alpha}_2 l_2\right)l_2+c_2\alpha_2 l_1^2-c_3\left(\sqrt{\left(L_2+x_3\right)^2+y_3^2}-L_2-\alpha_2 l_2\right)l_2=0;\\
&M_3\ddot{x}_3+h_3\dot{x}_3\left(1-\frac{\dot{\alpha}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}}\right)+h_4\dot{x}_3\left(1-\frac{\dot{\alpha}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}}\right)+c_3\left(x_3+L_2\right)\left(1-\frac{L_2+\alpha_2 l_2}{\sqrt{(L_2+x_3)^2+y_3^2}}\right)+c_4\left(x_3-L_1\right)\left(1-\frac{L_1+\alpha_1 l_2}{\sqrt{(L_1-x_3)^2+y_3^2}}\right)=0;\\
&M_3\ddot{y}_3+h_3\dot{y}_3\left(1-\frac{\dot{\alpha}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}}\right)+h_4\dot{y}_3\left(1-\frac{\dot{\alpha}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2+\dot{y}_3^2}}\right)+c_3 y_3\left(1-\frac{L_2+\alpha_2 l_2}{\sqrt{(L_2+x_3)^2+y_3^2}}\right)+c_4 y_3\left(1-\frac{L_1+\alpha_1 l_2}{\sqrt{(L_1-x_3)^2+y_3^2}}\right)=m\omega^2 r\sin\{\omega t\};
\end{aligned}
\tag{3}
$$

Полученная модель содержит нелинейные составляющие, но может быть линеаризована в окрестности нулевых значений x_3, y_3, α_1, α_2. Ввиду объемности выражений частных производных по координатам они в статье не приводятся. После подстановки значений координат состояния в точке равновесия X^*

$$
\begin{aligned}
X^* &= \left\{\alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \dot{\alpha}_1 \quad \dot{\alpha}_2 \quad x_3 \quad y_3 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{y}_3\right\}^T =\\
&= \left\{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\right\}^T
\end{aligned}
\tag{4}
$$

получаем матрицу частных производных, соответствующую собственной матрице линеаризованной системы

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1 l_1^2 + c_4 l_2^2}{J_1} & 0 & -\frac{h_1 l_1^2 + h_4 l_2^2}{J_1} & 0 & -\frac{c_4 l_2}{J_1} & 0 & \frac{h_4 l_2}{J_1} & \frac{h_4 l_2}{J_1} \\ 0 & -\frac{c_2 l_1^2 + c_3 l_2^2}{J_2} & 0 & -\frac{h_2 l_1^2 + h_3 l_2^2}{J_2} & \frac{c_3 l_2}{J_2} & 0 & \frac{h_3 l_2}{J_2} & \frac{h_3 l_2}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c_4 l_2}{M_3} & \frac{c_3 l_2}{M_3} & \frac{h_4 l_2}{M_3} & \frac{h_3 l_2}{M_3} & -\frac{c_3 + c_4}{M_3} & 0 & -\frac{h_3 + h_4}{m_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{h_4 l_2}{M_3} & \frac{h_3 l_2}{M_3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{h_3 + h_4}{M_3} \end{pmatrix} \qquad (5)$$

И уравнения системы (см. рис.4) могут быть записаны в виде:

$$\begin{matrix} \dot{X} = AX + Bu \\ Y = CX \end{matrix}, \qquad (6)$$

где $X = \{\alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \dot{\alpha}_1 \quad \dot{\alpha}_2 \quad x_3 \quad y_3 \quad \dot{x}_3 \quad \dot{y}_3\}^T$ - вектор переменных;

$u = \{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad m\omega^2 r \sin(\omega t)\}^T$ - вектор внешних воздействий;

Y - вектор наблюдаемых (измеримых) величин;

A - системная матрица (5);

$B = \{0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1/M_3\}^T$ - матрица управления;

C - матрица наблюдения.

Линеаризованная модель(6) может быть использована для анализа устойчивости системы. Кроме этого она необходима для проведения численных расчетов в силу особенности уравнений нелинейной модели (3). Особенность эта заключается в возникновении при $\dot{x} \to 0$ и $\dot{y} \to 0$ неопределенности вида $0/0$ при вычислении слагаемых в правой части, содержащих в себе выражения

$$\dot{x}_3 \Big/ \sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2} \text{ и } \dot{y}_3 \Big/ \sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}.$$

По этой причине при численном расчете приходится использовать комбинированную модель, в которой вдали от положения равновесия динамика системы рассчитывается по уравнениям (3), а вблизи положения равновесия, когда траектории нелинейной и линеаризованных моделей отличаются мало, по уравнениям (6).

Упрощение математической модели стенда динамических испытаний. Экспериментальные измерения, проведенные на участке динамических испытаний ОАО "Роствертол", показали, что амплитуды вибраций во всех частотных диапазонах на опорах стенда динамических испытаний на 15÷20 дБ меньше амплитуд колебаний на конце лонжерона, закрепленном на вибровозбудителе. То есть амплитуды колебаний опор на несколько по-

рядков меньше амплитуды колебаний вибровозбудителя. Исходя из этого можно осуществить дальнейшее упрощение модели (3) стенда динамических испытаний, рассматривая его с точки зрения анализа формы возникающих колебаний как упругую подсистему, прикрепленную к неподвижным опорам (рис. 5, а), а с точки зрения передачи вибрации через опоры - как упругие подсистемы опор, на которые действует внешняя сила, характеристики которой определяются из предыдущей подсистемы (рис. 5, б).

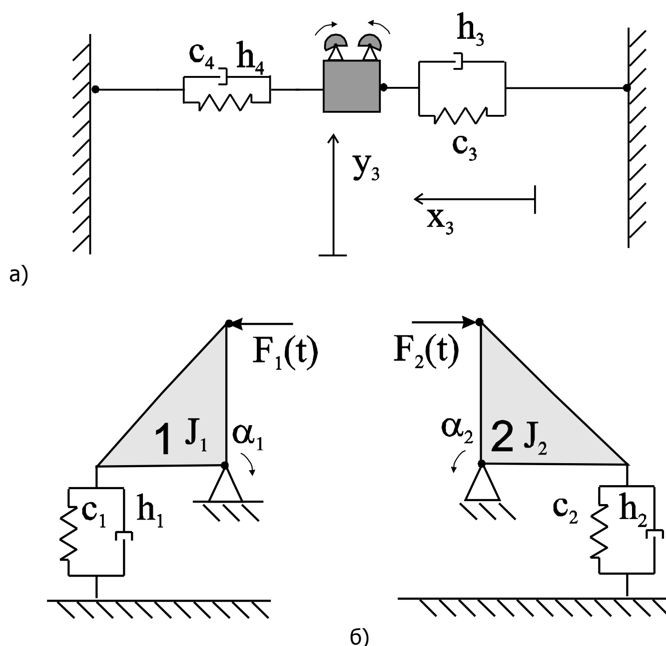


Рис. 5. Декомпозиция динамической модели (6) на подсистемы вибровозбудителя (а) и опор (б)

Соответствующие системы уравнений, описывающие динамические свойства полученных подсистем, представлены ниже. Для подсистемы вибровозбудителя нелинейная модель имеет вид:

$$M_3\ddot{x}_3 + (h_3 + h_4)\dot{x}_3 + (c_3+c_4)x_3 + c_3L_2 \; 1 - \frac{L_2}{\sqrt{(L_2+x_3)^2+y_3^2}} - c_4L_1 \; 1-\frac{L_1}{\sqrt{(L_1-x_3)^2+y_3^2}} = 0;$$

(7)

$$M_3\ddot{y}_3 + (h_3 + h_4)\dot{y}_3 + c_3y_3 \; 1 - \frac{L_2}{\sqrt{(L_2+x_3)^2+y_3^2}} + c_4y_3 \; 1-\frac{L_1}{\sqrt{(L_1-x_3)^2+y_3^2}} = m\omega^2 r\sin(\omega t);$$

а ее линеаризация вблизи положения равновесия:

$$M_3\ddot{x}_3 + (h_3 + h_4)\dot{x}_3 + (c_3+c_4)x_3 = 0;$$

(8)

$$M_3\ddot{y}_3 + (h_3 + h_4)\dot{y}_3 + = m\omega^2 r\sin(\omega t);$$

Для подсистем опор имеем:

$$J_1\ddot{\alpha}_1 + h_1 l_1^2 \dot{\alpha}_1 + c_1 l_1^2 \alpha_1 = l_2 F_1(t); \tag{9}$$

$$J_2\ddot{\alpha}_2 + h_2 l_1^2 \dot{\alpha}_2 + c_2 l_1^2 \alpha_2 = l_2 F_2(t). \tag{10}$$

Соответственно, силы $F_1(t)$ и $F_2(t)$ получаются, в линейном приближении, из стационарных решений систем уравнений (7) и (8) по формулам:

$$\begin{aligned} F_1(t) &= c_4 x_3(t) + h_4 \dot{x}_3(t) \\ F_2(t) &= c_3 x_3(t) + h_3 \dot{x}_3(t) \end{aligned} \tag{11}$$

Таким образом, определение коэффициента передачи вибрации через опоры стенда динамических испытаний производится в два этапа: на первом этапе определяется установившееся решение системы $x(t)$, $\dot{x}(t)$, а на втором полученные установившиеся решения подставляются в выражения для внешних сил уравнений (11), для которых, в свою очередь, находятся установившиеся решения $\alpha_1(t)$, $\alpha_2(t)$, $\dot{\alpha}_1(t)$ и $\dot{\alpha}_2(t)$.

Выводы. В работе приведены математические модели стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолетов, с помощью которых возможен расчет вибраций на опорах стенда. Модели в силу их существенной нелинейности, предназначены для численного расчета.

Библиографический список

1. Программа испытаний лопасти несущего винта. - М.: ОАО МВЗ им. Миля, 2002. - 25 с.

2. ГОСТ ССБТ 12.1.034-90 "Вибрация. Общие требования к проведению измерений".

3. ГОСТ ССБТ 12.1.043-90 "Вибрация. Методы измерений на рабочих местах в производственных помещениях".

4. ГОСТ ССБТ 12.1.043-90. "Вибрация локальная. Методы измерений".

5. СН 2.2.4/2.1.8562-96

6. Дж.К.Лич. Классическая механика.. - М.: Изд-во иностранной литературы, 1961. - 173 с.

Материал поступил в редакцию 16.01.06.

I.V. BOGDANOVA, A.D. LUKJANOV, S.A. SHAMSHURA

DYNAMIC MODEL OF THE TEST BENCH FOR HELICOPTER VANES LONGERONS

The dynamic model of the test bench for helicopter vanes longerons are described and studied in the paper. Model was developed to determining a vibration level, which pass to ambient space. The global aim of presented work – to optimize the vibroprotection of dynamic test bench.

БОГДАНОВА Ирина Виссарионовна, старший преподаватель кафедры «Безопасность жизнедеятельности» Донского государственного технического университета.
Область научных интересов: системы виброшумозащиты.
Имеет 6 научных публикаций.

ЛУКЬЯНОВ Александр Дмитриевич (р. 1970), доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета, кандидат технических наук. Окончил МФТИ (1994).
Область научных интересов: динамика машин, математическое моделирование.
Имеет 74 научных публикаций

Шамшура Сергей Александрович (р. 1977), инженер лаборатории динамических испытаний ОАО «Роствертол», кандидат технических наук. Окончил РГУПС (2000).
Область научных интересов: виброакустическая динамика.
Имеет 15 научных публикаций.